



DEUTSCHES
PATENTAMT

21 Aktenzeichen: P 43 06 072.2
22 Anmeldetag: 26. 2. 93
43 Offenlegungstag: 8. 9. 94

DE 43 06 072 A 1

71 Anmelder:
Siemens AG, 80333 München, DE

72 Erfinder:
Kappel, Andreas, 8000 München, DE; Mock, Randolph,
Dr., 8000 München, DE; Meixner, Hans, Prof., 8013
Haar, DE

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

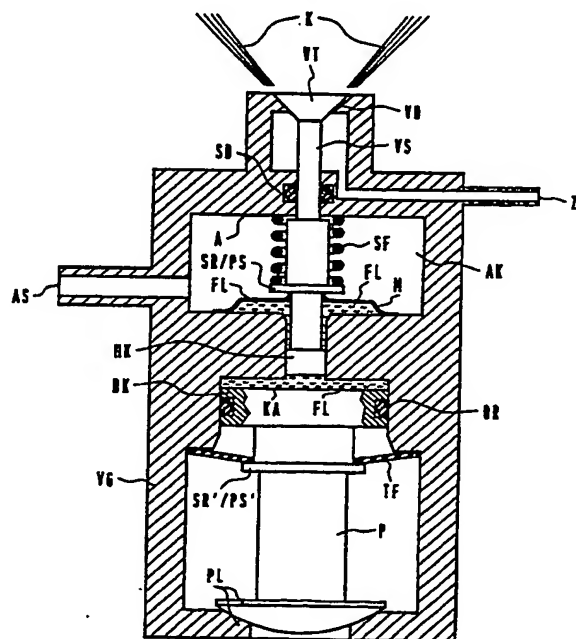
54 Vorrichtung zum Öffnen und Verschließen einer in einem Gehäuse vorhandenen Durchtrittsöffnung

57 Elektromagnetisch angetriebene Einspritzventile erlauben keine optimale Gemischaufbereitung, da sie aufgrund der Massenträgheit ihrer bewegten Teile und der Eigeninduktivität des Elektromagneten nur minimale Öffnungs- und Schließzeiten von etwa 1 bis 2 ms zulassen. Die minimale Öffnungszeit bestimmt aber die kleinste dosierbare Kraftstoffmenge, so daß insbesondere in instationären Betriebszuständen des Motors und im Leerlauf erhebliche Fehldosierungen hingenommen werden müssen.

Ziel der Erfindung ist die Schaffung eines Einspritzventils, das auch bei hohen Betriebsfrequenzen sehr kurze Öffnungs- und Schließzeiten ermöglicht.

Das erfindungsgemäße Einspritzventil enthält insbesondere einen in einem Gehäuse (VG) angeordneten Piezoaktor (P) einen aus einem Druck- und einem Hubkolben (DK, HK) bestehenden Hubtransformator, einen mit dem Hubkolben (HK) verbundenen Ventilstößel (VS) und eine Schließfeder (SF), die den Ventilteller (VT) im Ruhezustand auf die Ventildichtung (VD) preßt. Die über einen zwischen dem Hubkolben (HK) und dem Gehäuse (VG) vorhandenen Ringspalt (SP) mit der Hydraulikkammer (KA) verbundene Ausgleichskammer (AK) ist mit einem unter Überdruck stehenden Medium gefüllt. Da eine Membran (M) den in der Ausgleichskammer (AK) aufgebauten Überdruck auf die Hydraulikflüssigkeit (FL) überträgt, können dort keine die Arbeitsfrequenz des Ventils herabsetzenden Gasblasen entstehen.

Kraftstoff-Einspritzventile, Absperrventile für Druckstoß-Einspritzanlagen.



Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

BUNDESDRUCKEREI 07 04 400 028/94

DE 43 06 072 A 1

Das Betriebsverhalten eines Verbrennungsmotors hängt in entscheidender Weise von der Qualität der Gemischaufbereitung ab. So lassen sich die Schadstoffemission und der Kraftstoffverbrauch des Motors durch eine dem jeweiligen Betriebszustand angepaßte Zumesung des Kraftstoffes zur Ansaugluft erheblich verringern. Dies gilt in besonderem Maße für einen mit geregelter Dreizeigekatalysator ausgestatteten Kfz-Verbrennungsmotor. Der der Reduzierung der Schadstoffemission dienende Katalysator arbeitet nur in einem sehr kleinen Luftzahlbereich mit einem hohen Wirkungsgrad. Um einen maximalen Konversionsgrad zu gewährleisten, darf das Luft-/Kraftstoffverhältnis in jedem Betriebszustand des Motors daher nur um wenige Prozent von einem das jeweilige Optimum repräsentierenden Sollwert abweichen.

Elektromagnetisch angetriebene Einspritzventile erlauben keine optimale Gemischaufbereitung, da sie aufgrund der Massenträgheit der bewegten Teile und der Eigeninduktivität des Elektromagneten nur minimale Ventilöffnungs- und Schließzeiten von etwa 1 bis 2 ms zulassen. Die minimale Öffnungszeit bestimmt aber die kleinste dosierbare Kraftstoffmenge, so daß die Einhaltung der korrekten Luftzahl λ insbesondere in instationären Betriebszuständen des Motors, im Teillastbereich und im Leerlauf mit den zur Zeit am Markt erhältlichen Einspritzventilen nicht möglich ist. Um erhebliche Fehldosierungen zu vermeiden, benötigt man daher Ventile, deren Öffnungs- und Schließzeiten im Bereich von etwa 0,1 bis 0,2 ms liegen.

Das Prinzip der Druckstoßeinspritzung basiert auf der durch schnelles Schließen eines Absperrventils hervorgerufenen Umwandlung von kinetischer Energie in Druckenergie. Infolge der abrupten Verzögerung des in der Schwungleitung einer Druckstoß-Einspritzanlage strömenden Kraftstoffes entsteht eine Druckwelle, die sich mit Schallgeschwindigkeit bis zu einer nach Art eines Überdruckventils ausgeführten Einspritzdüse fortpflanzt und dort die Kraftstoffabspritzung bewirkt.

Mit Hilfe der Druckstoß-Einspritztechnik lassen sich auch bei einer primärseitig in Niederdrucktechnik ausgelegten Kraftstoffversorgung hohe Einspritzdrücke und sehr gute Aerosole erzeugen. Sie eignet sich insbesondere auch für Anwendungen in modernen Schichtladungsmotoren, da sie die Direkteinspritzung ermöglicht und für eine hohe Geschwindigkeit der Strahlfront des Kraftstoff-Luftgemisches im Brennraum sorgt. Mit der Druckstoßeinspritzung kann auch der Ausstoß gasförmiger Schadstoffe und der Kraftstoffverbrauch von Zweitakt- und Viertaktmotoren deutlich verringert und deren Drehmomentverlauf verbessert werden. Diese Vorteile lassen sich in der Praxis allerdings nicht vollständig nutzen, da die im Bereich von 1 bis 2 ms liegende Ansprechzeit der in konventionellen Anlagen verwendeten Absperrventile um etwa einen Faktor 10 zu groß ist.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine kompakt aufgebaute, betriebssichere und verschleißarme Vorrichtung zum Öffnen und Verschließen einer in einem Gehäuse vorhandenen Durchtrittsöffnung anzugeben. Die Vorrichtung soll sehr gute dynamische Eigenschaften besitzen und auch bei hohen Betriebsfrequenzen sehr kurze Öffnungs- und Verschließzeiten ermöglichen. Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch eine Vorrichtung nach Patentanspruch 1 gelöst.

Die Erfindung ermöglicht den Bau von Kraftstoffein-

spritzventilen, die auch bei hohen Betriebsfrequenzen von $f > 500$ Hz Öffnungs- und Schließzeiten im Bereich von $\tau < 0,1$ ms. ermöglichen. Mit diesen Ventilen lassen sich daher auch kleinste Kraftstoffmengen exakt und gut reproduzierbar dosieren. Außerdem gewährleisten die sehr kurzen Öffnungs- und Schließzeiten einen definierten Strahl Aufbau und -abrisß. Die erfindungsgemäße Vorrichtung läßt sich insbesondere auch als Absperrventil in einer Druckstoß-Einspritzanlage verwenden.

Die abhängigen Ansprüche betreffen vorteilhafte Weiterbildungen und Ausgestaltungen der im folgenden anhand der Zeichnung erläuterten Erfindung. Hierbei zeigt:

Fig. 1, 3 und 4 Ausführungsbeispiele eines Kraftstoff-Einspritzventils,

Fig. 2 den hydraulischen Hubtransformator des Einspritzventils,

Fig. 5 die Kolben des hydraulischen Hubtransformators,

Fig. 6 den schematischen Aufbau einer Druckstoß-Einspritzanlage,

Fig. 7 und 8 Absperrventile der Druckstoß-Einspritzanlage.

Die Fig. 1 zeigt den schematischen Aufbau eines Kraftstoff-Einspritzventils, das einen auf einen hydraulischen Hubtransformator DK, KA, FL, HK wirkenden piezoelektrischen Aktor P als Antriebseinheit enthält. Zur Erzeugung relativ großer Primärhübe bei moderaten Betriebsspannungen eignen sich piezoelektrische Multilayerstacks in besonderer Weise, da sie relative Längenänderungen von etwa $\Delta l/l = 1 \cdot 10^{-3}$ bei Antriebskräften von typischerweise $F = 100$ bis $10\,000$ N ermöglichen.

Bedingt durch die hohe mechanische Steifigkeit der piezoelektrischen Sinterkörper liegt deren elektromechanische Resonanz im Bereich von 10 bis 1000 kHz, so daß sich Ansprechzeiten von etwa 0,001 bis 0,1 ms prinzipiell erzielen lassen. Die im praktischen Betrieb realisierbaren Ansprechzeiten sind allerdings größer und hängen unter anderem von der elektrischen Ansteuerung und Beschaltung des Piezostacks sowie von der Größe der zu bewegenden Massen ab. Da die elektrische Kapazität C_p des Piezostacks typischerweise im Bereich von etwa $C_p = 1$ bis $10 \mu F$ liegt und der Innenwiderstand R_i der dem Stack zugeordneten Spannungsquelle etwa $R_i \approx 1$ bis 10Ω beträgt, ergeben sich für die durch $\tau = C_p \times R_i$ definierte Ladezeitkonstante Werte von etwa $\tau = 1$ bis $100 \mu s$. Die Ansprechzeiten des Piezostacks liegen also um 1 bis 2 Größenordnungen unter denen vergleichbarer elektromagnetischer Antriebe, was in Verbindung mit einem kompakten Ventil Aufbau und kleinen bewegten Massen extrem kurze Ventilöffnungs- und -schließzeiten ermöglicht.

Die Einspritzung des über die Zuleitung Z herangeführten Kraftstoffes K in einen nicht dargestellten Motorraum erfolgt durch Abheben des Ventiltellers VT von den im Gehäuse VG vorhandenen Ventildichtsitz VD. Dies geschieht durch elektrische Ansteuerung des Piezoaktors P, dessen axiale Längenänderung sich auf den in einer Gehäusebohrung gedichtet eingebauten Kolben DK überträgt und der dadurch in der mit einer Hydraulikflüssigkeit FL gefüllten Kammer KA einen Überdruck erzeugt. Ist die durch die Hydraulikflüssigkeit FL auf den in einer zweiten Zylinderbohrung verschiebbar angeordneten Hubkolben HK übertragene Kraft größer als die durch eine Schließfeder SF ausgeübte Rückstellkraft, so hebt der mit dem Hubkolben HK verbundene Stoßel VS den Ventilteller VT vom Dicht-

sitz VD ab und der Einspritzvorgang beginnt. Beendet wird die Kraftstoffeinspritzung durch die elektrische Entladung des Piezoaktors P. Infolge der damit einhergehenden Kontraktion des Aktors P bewegt sich der Druckkolben DK unter dem Zwang der von einer starken Tellerfeder TF ausgeübten Rückstellkraft wieder nach unten in seine Ruhelage, was in der Hydraulikkammer KA einen Unterdruck hervorruft. Unterstützt durch die Schließfeder SF führen der Hubkolben HL und der Stößel VS somit ebenfalls eine nach unten gerichtete Bewegung aus, wodurch sich der Ventilteller VT wieder auf den Dichtsitz VD absenkt.

Um eine möglichst lineare Ventilcharakteristik zu erhalten, läßt man den O-Ring gedichteten Ventilstößel VS nur mit einem definierten Hub arbeiten, wobei der Ventildichtsitz VD und die Decke A der Kammer AK als hubbegrenzende Anschläge wirken. Die mit einem unter Überdruck stehenden Medium gefüllte Kammer AK nimmt auch die Schließfeder SF auf, die man vorzugsweise zwischen der Kammerdecke A und einer auf einem Seeger-Ring SR aufliegenden Paßscheibe PS montiert. Der Seeger-Ring SR dient auch als Lager für die zwischen dem Ventilstößel VS und dem Kammerboden eingeklemmte Membran M, die eine Vermischung des in der Kammer AK vorhandenen Druckmediums mit der aus dem Hubtransformator austretenden Hydraulikflüssigkeit FL verhindert.

Im einzelnen zeichnet sich das erfindungsgemäße Einspritzventil durch die folgenden Eigenschaften und konstruktiven Merkmale aus:

Wie in Fig. 1 dargestellt, liegt der nur kleine axiale Längenänderungen ausführende Aktor P mit seinen Endflächen am Druckkolben DK bzw. am Abstützlager PL des Gehäuses VG an. Um Hubeinbußen aufgrund herstellungsbedingter Nichtparallelität der Piezoendflächen weitgehend zu vermeiden, ist das Lager PL in Form einer Kugelscheiben/Kegelpfannenanordnung ausgeführt. Das Lager PL kann hierbei am Gehäuse VG oder am Druckkolben DK angebracht sein.

Die vom Aktor P ausgeübte Kraft wird auf den in der Hydraulikkammer KA gedichtet eingebauten Druckkolben DK übertragen. Für die Abdichtung des Druckkolbens DK sorgt hierbei ein handelsübliches Dichtelement, beispielsweise ein O-Ring OR. Es können aber auch Membranabdichtungen aus Metall oder Gummi Verwendung finden, da der Druckkolben DK nur den vom Aktor P erzeugten kleinen Primärhub von wenigen um ausgeführt.

Die geforderte transiente Arbeitsweise des Ventils macht es erforderlich, den Piezoaktor P mit Hilfe eines Federelements TF mechanisch vorzuspannen. Als Federelement TF findet in dem gezeigten Ausführungsbeispiel eine Tellerfeder Verwendung, da sich mit ihr die benötigten Vorspannkraft auf kleinstem Raum erzeugen lassen. Im Hinblick auf die Ventildynamik sollten alle angetriebenen Teile, also insbesondere auch das Federelement TF, eine möglichst geringe Masse besitzen. Diesem Erfordernis kann man durch Verwendung von Aluminium oder Titan anstelle von Stahl und/oder durch eine geeignete Formgebung der jeweiligen Teile Rechnung tragen. Da man die Feder Masse zu etwa einem Drittel der anzutreibenden Masse hinzurechnen muß, sind Tellerfedern auch in dieser Hinsicht den wesentlich schwereren Spiraldruckfedern vorzuziehen. Da die Tellerfeder TF sowohl die mechanische Vorspannung für den Piezoaktor P erzeugen als auch die Rückführung des Druckkolbens DK in seiner Ruhelage unterstützen soll, ist sie vorzugsweise zwischen einem am

Druckkolben DK vorhandenen Seeger-Ring mit aufliegender Paßscheibe SR', PS' und einem Vorsprung der Gehäusewand eingespannt. Die Öffnungs- und Schließzeiten des Ventils lassen sich durch eine Abstimmung der mechanischen Eigenschaften der Tellerfeder TF und der für die Rückführung des Hubkolbens HK eingesetzten Spiraldruckfeder SF weitgehend symmetrisieren. Eine Abstimmung der Federkonstanten hat außerdem den Vorteil, daß auch die beim Schließen des Ventils in der Hydraulikflüssigkeit FL auftretenden Zugspannungen minimiert werden, was wiederum die Gefahr des Auftretens von Kavitation verringert.

Es wäre prinzipiell möglich, den vom Aktor P erzeugten Hub direkt auf den Ventilstößel VS zu übertragen. Diese Konstruktion hätte allerdings eine Reihe von Nachteilen. So wäre es aufgrund der starren Verbindung zwischen dem Antriebsselement P und dem Ventilstößel VS sehr schwierig, eine ausreichende Dichtheit des Ventils bei temperaturbedingten Längenänderungen und herstellungsbedingten Toleranzen der Bauteile über den angestrebten Arbeitstemperaturbereich zu gewährleisten und gleichzeitig auch noch für eine ausreichend hohe Vorspannung des Piezostacks P zu sorgen. Außerdem wären zur Erzeugung des für einen großen linearen Arbeitsbereich des Ventils benötigten Hubes von ca. 0,1 bis 0,5 mm ein sehr langer Piezoaktor P erforderlich. In dem erfindungsgemäßen Einspritzventil ist deshalb ein aus der EP-A-477 400 bekannter hydraulischer Hubtransformator mit integrierten adaptiven Toleranzausgleich zur Verstärkung des Aktorhubes eingebaut. Das Übersetzungsverhältnis des in Fig. 2 dargestellten Hubtransformators ist hierbei in guter Näherung durch das Verhältnis $\eta = (AD/AH)$ der Querschnittsflächen AD und AH von Druckkolben DK und Hubkolben HK gegeben und läßt sich den gewünschten Ventilhüben $x_H = \eta \cdot x_D \approx 100 \mu m$ (x_D : Hub des Druckkolbens DK) in weiten Grenzen anpassen.

Im Vergleich zu einer rein mechanischen Übersetzung (Hebelsystem) erlaubt der hydraulische Hubtransformator einen sehr kompakten rotationssymmetrischen Aufbau, große Übersetzungsverhältnisse und die Übertragung sehr großer Kräfte. Aufgrund der kleinen bewegten Massen weist er auch ein gutes dynamisches Verhalten auf. Ein solcher Antrieb ist bei Verwendung geeigneter Hydraulikflüssigkeiten FL äußerst betriebssicher und weitgehend wartungsfrei. Zudem ermöglicht die hydraulische Kraftübertragung die Integration eines adaptiven Toleranzausgleichs, der das System unanfällig macht gegenüber den durch Temperatur, Druck, Vibrationen usw. hervorgerufenen Drifterscheinungen.

Wie die Fig. 2 zeigt, läßt sich der mechanische Toleranzausgleich in einfacher Weise dadurch verwirklichen, daß der Hubkolben HK in einer Spielpassung geführt und lediglich der Druckkolben DK mittels eines O-Ringes OR hermetisch dicht eingebaut wird. Der zwischen dem Hubkolben HK und der Zylinderbohrung verbleibende Spalt SP stellt bei geeigneter Dimensionierung der Spaltlänge l und der Spaltbreite s dann einen großen Strömungswiderstand dar. Er läßt die durch thermische Ausdehnungen bzw. Kontraktionen der Hydraulikflüssigkeit FL, des Gehäuses VG oder anderer Bauteile hervorgerufenen Ausgleichsvorgänge zwischen der Hydraulikflüssigkeit FL innerhalb und außerhalb der Hydraulikkammer KA zu, ohne die Funktionsweise des Ventilantriebes zu beeinträchtigen.

Aufgrund der während der Öffnungsdauer des Ventils auftretenden Spaltverluste (Ausströmen von Hydraulikflüssigkeit FL aus der Kammer KA in das von der Mem-

bran M gebildete Ölreservoir), kann der Ventilstößel VS nicht beliebig lange statisch geöffnet gehalten werden. Dies wirkt sich in der Praxis allerdings nicht störend aus, da die maximalen Öffnungszeiten von Kfz-Kraftstoff-Einspritzventilen im Bereich von etwa 10 ms liegen. Außerdem läßt sich die maximale Öffnungszeit entsprechend den jeweiligen Anforderungen in einem weiten Bereich von wenigen Millisekunden bis hin zu einigen Minuten einstellen, indem man die Hubkolbenlänge 1, die Spaltbreite s, die Federkonstante der Schließfeder SF und die Viskosität der Hydraulikflüssigkeit FL aufeinander abstimmt.

Gasblasen in der Hydraulikflüssigkeit FL des Hubtransformators würden die maximale Arbeitsfrequenz des Einspritzventils stark herabsetzen, da ein neuer Einspritzvorgang jeweils erst nach der vollständigen Auflösung der Gasblasen eingeleitet werden könnte. In dem erfindungsgemäßen Einspritzventil sind daher Maßnahmen zur Vermeidung der im allgemeinen nur beim Schließen des Ventils durch Zugkräfte in der Hydraulikflüssigkeit FL ausgelösten Kavitationsblasen vorgesehen.

Durch Druckbeaufschlagung der Hydraulikflüssigkeit FL lassen sich Kavitationsblasen in allen auftretenden Betriebszuständen vollständig vermeiden, wobei je nach Anwendungsfall Drücke in der Größenordnung von 0,01 MPa bis 1000 MPa erforderlich sind. Den Überdruck in der Hydraulikflüssigkeit FL erzeugt man vorteilhafterweise mit Hilfe der Kammer AK, die über den Anschluß AS mit einem Druckgasspeicher verbunden ist (s. Fig. 1). Als Druckgase kommen insbesondere Inertgase wie z. B. Argon (Ar), Stickstoff (N_2) oder chemisch wenig reaktive Gasgemische wie Kohlendioxid (CO_2) oder Fluorchlorkohlenwasserstoffe (FCKWs) in Betracht. Die in der Kammer AK zwischen dem Ventilstößel VS und dem Kammerboden angeordnete Membran M stellt sicher, daß sich das Druckgas nicht in der Hydraulikflüssigkeit FL löst. Außerdem verhindert sie ein Auslaufen der Hydraulikflüssigkeit FL.

Bei ausreichender Dichtheit des Systems kann die Kammer AK auch unter Überdruck von der Gaszufuhr abgetrennt und der Anschluß AS dicht verschlossen werden. Die unter Überdruck stehende Kammer AS übt dann zusammen mit der Membran M selbst die Funktion eines Gasdruckspeichers aus.

Es ist auch ohne weiteres möglich, die Kammer AK an den ohnehin vorhandenen Druckölkreislauf des Motors anzuschließen. In diesem Fall kann die Membran M unter Umständen auch entfallen oder durch ein Partikelfilter ersetzt werden. Zum Austreiben von eventuell noch vorhandenen Gasblasen ist es dann zweckmäßig, zusätzlich einen als Abfluß dienenden zweiten Anschluß in der Kammer AK vorzusehen und einen kontinuierlichen Ölstrom durch die Kammer AK zu leiten.

Eine Vereinfachung des Einspritzventils läßt sich durch den Anschluß der Kammer AK an die Kraftstoff-Niederdruckversorgung erreichen. Bei diesem in Fig. 3 dargestellten Ausführungsbeispiel ist keine Stößeldichtung SD erforderlich. Außerdem entfällt die separate Kraftstoffzuführung Z.

Die Anordnung eines kompressiblen Körpers (Gasdruckspeicher) in der Kammer AK kommt dann in Betracht, wenn diese vollständig mit einem flüssigen Druckmedium (Kraftstoff, Öl) gefüllt ist. Durch diese Maßnahme verbessert sich das dynamische Verhalten des Ventils, da die vom Hubkolben HK verdrängte Flüssigkeit lediglich eine geringfügige Kompression des Gasdruckspeichers bewirkt und nicht zu hohe Gegen-

drücke in der Hydraulikflüssigkeit FL bzw. Gegenkräfte auf den Hubkolben HK erzeugt. Als Gasdruckspeicher eignen sich insbesondere geschlossenzellige, öl-, kraftstoff- und temperaturbeständige Schaumstoffe auf Polyurethan-, Polyethan-, Polyester-, Naturkautschuk-, Chlorbutadien-, Vinyl-, Polyvinylchlorid-, Polyimid-Basis oder Verbundschaumstoffe aus diesen Komponenten sowie Gummiblasen. Es ist auch möglich, den Gasdruckspeicher durch eine in der Wand der Kammer AK integrierte federbelastete Membran zu realisieren.

Abhängig von der Höhe des in der Kammer AK erzeugten Überdrucks kann die Tellerfeder TF unter Umständen entfallen bzw. schwächer dimensioniert werden, da die Kammerflüssigkeit bereits die Rückführung des Druckkolbens DK in die Ausgangslage bewirkt und den Aktor P unter eine mechanische Vorspannung setzt.

Eine deutliche Verringerung der Masse des Druckkolbens DK läßt sich durch eine Verlagerung der Tellerfeder TF in die Hydraulikkammer KA erreichen (s. Fig. 4). Um einen Flüssigkeitsaustausch zwischen den durch die Tellerfeder TF getrennten Kammerbereichen zu ermöglichen, müssen Ausgleichskanäle oder Bohrungen an den Auflageflächen der Tellerfeder TF am Kammerboden oder am Druckkolben DK vorhanden sein. Es ist selbstverständlich auch möglich, eine durchbohrte Tellerfeder TF zu verwenden.

Die vorgeschlagenen konstruktiven Maßnahmen stellen erhöhte Anforderungen an die Axialsymmetrie der einzelnen Ventilkomponenten, da es ansonsten zu einer Klemmung der Kolben DK, HK kommen kann. Dies gilt im besonderen Maße für den mehrfach geführten Stößel VS des in Fig. 1 dargestellten Einspritzventils. Derartige Effekte lassen sich aber weitgehend vermeiden, wenn man Kolben mit konvex gekrümmten Seitenflächen anstelle von zylindrischen Kolben verwendet (s. Fig. 5). Diese Maßnahme gewährleistet, daß auch größere Dezentrierungen der bewegten Komponenten in Bezug auf die Gehäusebohrungen und Führungen die Funktionsweise des Ventils nicht beeinträchtigen.

Eine wesentliche Komponente der in Fig. 6 schematisch dargestellten Druckstoß-Einspritzanlage ist das Absperrventil AV, dessen durch ein Antriebselement gesteuerte Öffnung den Einspritzvorgang einleitet. Hierdurch wird der von der Druckversorgungseinheit DV über die Rohrleitung SG aus dem Vorratsbehälter KR angesaugte Kraftstoff K in der Schwungleitung SL beschleunigt, um nach dem Durchlaufen des Absperrventils AV über die Drossel DR und die Rohrleitung RL wieder in den Vorratsbehälter KR zurückzufließen. Das schnelle Schließen des Absperrventils AV hat zur Folge, daß sich ein von der momentanen Strömungsgeschwindigkeit des Kraftstoffs K in der Schwungleitung SL abhängiger Druckstoß aufbaut, welcher sich über die Einspritzleitung EL zur Einspritzdüse ED fortpflanzt und bei Überschreitung des Schließdruckes der federbelasteten Ventilmadel zum Abspritzen von Kraftstoff K führt. Der sogenannte Schwingungstilger ST dient der Unterdrückung unerwünschter Reflexionsdruckwellen.

Das in Fig. 7 dargestellte Absperrventil der Druckstoß-Einspritzanlage besteht im wesentlichen aus dem in Form eines Durchflußrohres ausgebildeten Ventilkörper VG, einem steuerbar verschließbaren Abflußkanal R und weiteren Komponenten, deren Aufbau und Wirkungsweise bereits anhand der Fig. 1 bis 5 beschrieben wurden. So kann der Ventilteller VT durch elektrische Ansteuerung des Piezoaktors P unter Vermittlung des hydraulischen Hubtransformators und des am Hubkolben HK befestigten Stößels VS vom Ventilsitz VD

abgehoben und der mit der Kammer AK verbundene Abflußkanal R freigegeben werden. Das Absperrventil gestattet ein sehr schnelles Verschließen des Abflußkanals R, wobei die Verschlusszeiten im Bereich von Bruchteilen einer Millisekunde liegen. Als Folge der schlagartigen Verzögerung des Kraftstoffs entsteht ein Druckstoß DS, der sich mit Schallgeschwindigkeit ausbreitet und den Ventilkörper VG in Richtung der Einspritzdüse ED verläßt.

Bei der in Fig. 8 dargestellten Ausführungsform eines Absperrventils ist der Kanal R für den Kraftstoffabfluß von der mit einem unter Druck stehenden Hydrauliköl gefüllten Kammer AK mittels einer O-Ring-gedichteten Stoßeldurchführung SD vollständig getrennt. In diesem Fall besitzt die Kammer AK einen separaten Anschluß AS für eine externe Öldruckversorgung, beispielsweise des Kfz-eigenen Ölschmiersystems. Auf diese Weise lassen sich Leckverluste der Stoßeldurchführung und der Druckkolbendichtung OR ausgleichen. Außerdem kann auf eine Abdichtung (Membran M) zwischen der Hydraulikkammer KA und dem Hubtransformator verzichtet werden.

Die Erfindung ist selbstverständlich nicht auf die beschriebenen Ausführungsbeispiele beschränkt. So kann man anstelle eines piezoelektrischen Aktors auch elektrostrikative oder magnetostriktive Aktoren als Antriebselemente verwenden. Alle beschriebenen Ausführungsformen besitzen einen rotationsbzw. axialsymmetrischen Aufbau. Hiervon kann selbstverständlich auch abgewichen werden, indem man den Hubtransformator aus räumlich verteilten und über Flüssigkeitsleitungen miteinander verbundenen Druckkammern aufbaut. Hierbei muß allerdings ein Verlust an Funktionalität in Kauf genommen werden.

Patentansprüche

1. Vorrichtung zum Öffnen und Verschließen einer in einem Gehäuse vorhandenen Durchtrittsöffnung gekennzeichnet durch

- eine von einer ersten Bohrung und einem in der ersten Bohrung verschiebbar angeordneten ersten Kolben (DK) gebildete erste Gehäusekammer (KA), wobei die erste Gehäusekammer (KA) mit einer Hydraulikflüssigkeit (FL) gefüllt ist,
- ein auf den gedichtet eingebauten ersten Kolben (DK) wirkendes Antriebselement (P),
- eine mit einem unter Überdruck stehenden Medium gefüllte zweite Gehäusekammer (AK),
- eine die erste und die zweite Gehäusekammer (KA, AK) verbindende zweite Bohrung,
- einen in der zweiten Bohrung verschiebbar angeordneten zweiten Kolben (HK), dessen Querschnittsfläche kleiner ist als die entsprechende Querschnittsfläche des ersten Kolbens (DK) und
- ein Stößelement (VS), das eine durch das Antriebselement (P) und den ersten Kolben (GK) hervorgerufene Verschiebung des zweiten Kolbens (HK) auf ein Rückstellelement (SF) und eine der Durchtrittsöffnung zugeordnetes Schließelement (VT) überträgt.

2. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Gehäusekammern (KA, AK), die Kolben (DK, HK) und die zweite Bohrung jeweils einen axialsymmetrischen Aufbau besitzen.

3. Vorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, gekennzeichnet durch einen die erste und die zweite Gehäusekammer (KA, AK) verbindenden Spalt (SP) oder Kanal.

4. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, gekennzeichnet durch ein auf der antriebsseitigen Wandung der zweiten Gehäusekammer (AK) aufliegendes Dichtelement (M).

5. Vorrichtung nach Anspruch 4, gekennzeichnet durch eine Membran (M) als Dichtelement.

6. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß das unter Überdruck stehende Medium ein Gas oder eine Flüssigkeit ist.

7. Vorrichtung nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die unter Überdruck stehende Flüssigkeit ein Hydrauliköl oder ein Kraftstoff ist.

8. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die zweite Gehäusekammer (AK) einen Anschluß (AS) zur Zuführung des unter Überdruck stehenden Mediums und die Durchtrittsöffnung aufweist.

9. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 8, gekennzeichnet durch eine in der zweiten Gehäusekammer (AK) angeordneten Druckspeicher.

10. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, gekennzeichnet durch einen piezoelektrischen, elektrostrikativen oder magnetostriktiven Aktor (P) als Antriebselement.

11. Vorrichtung nach Anspruch 10, gekennzeichnet durch ein aus einer Kugelscheiben-/Kegelpfannenordnung bestehendes Aktorlager (PL).

12. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 11, gekennzeichnet durch eine auf das Antriebselement (P) und/oder den ersten Kolben (DK) wirkendes Federelement (TF).

13. Vorrichtung nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß das Federelement (TF) in der ersten Gehäusekammer (KA) angeordnet ist.

14. Vorrichtung nach Anspruch 12 oder 13, gekennzeichnet durch eine Tellerfeder (TF).

15. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß die Durchtrittsöffnung mit einem Zu- oder -Abflußkanal (R) für eine Flüssigkeit verbunden ist.

16. Verwendung einer Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 15 als Kraftstoff-Einspritzventil.

17. Verwendung einer Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 15 als Absperrventil in einer Druckstoß-Einspritzanlage.

Hierzu 7 Seite(n) Zeichnungen

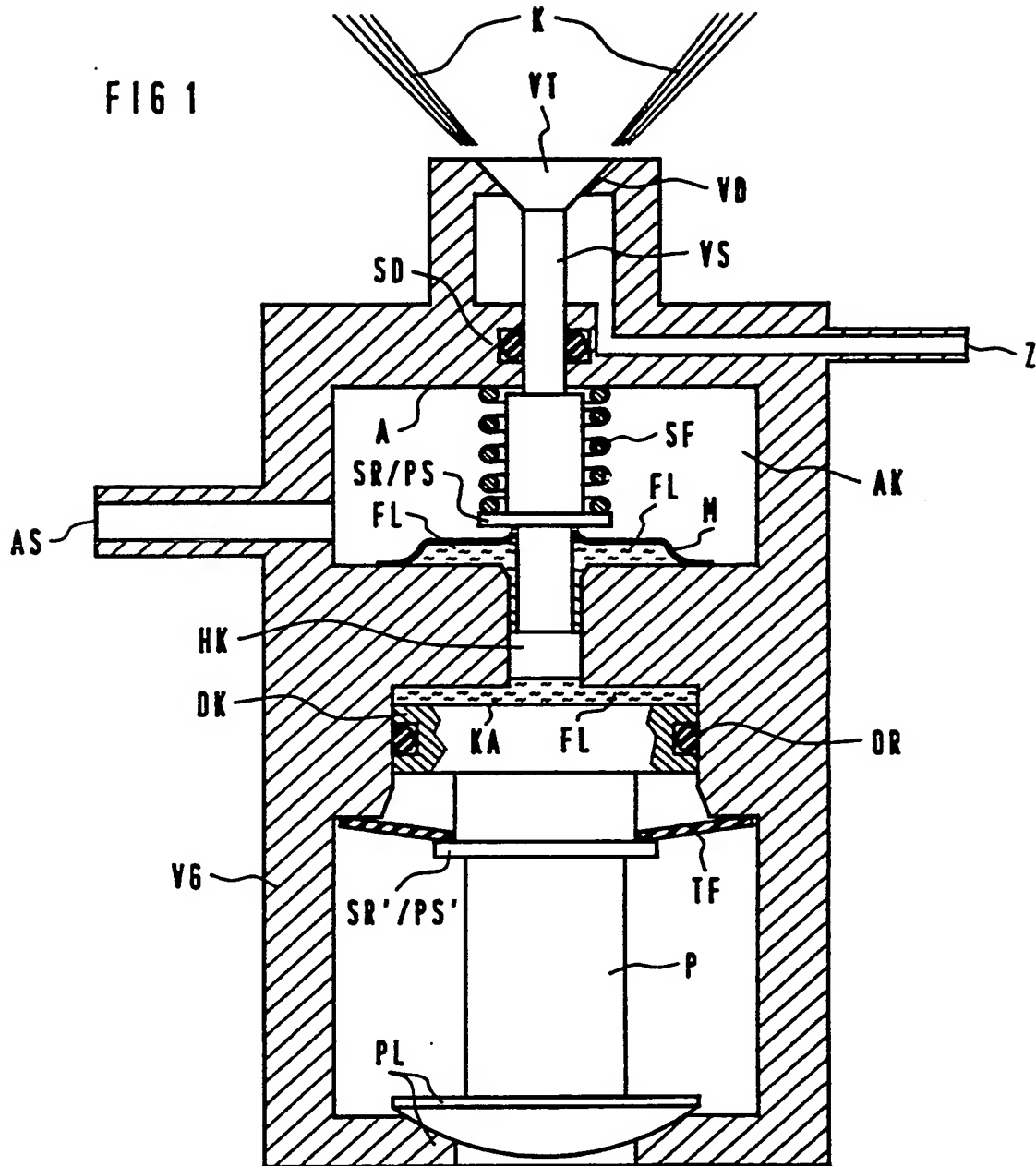


FIG 2

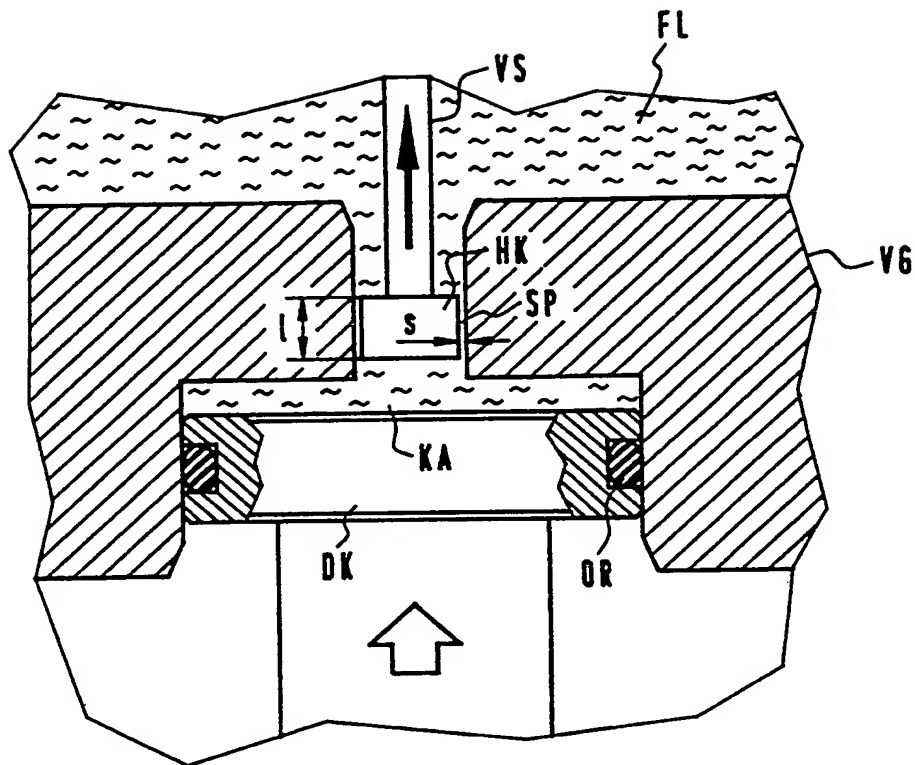


FIG 3

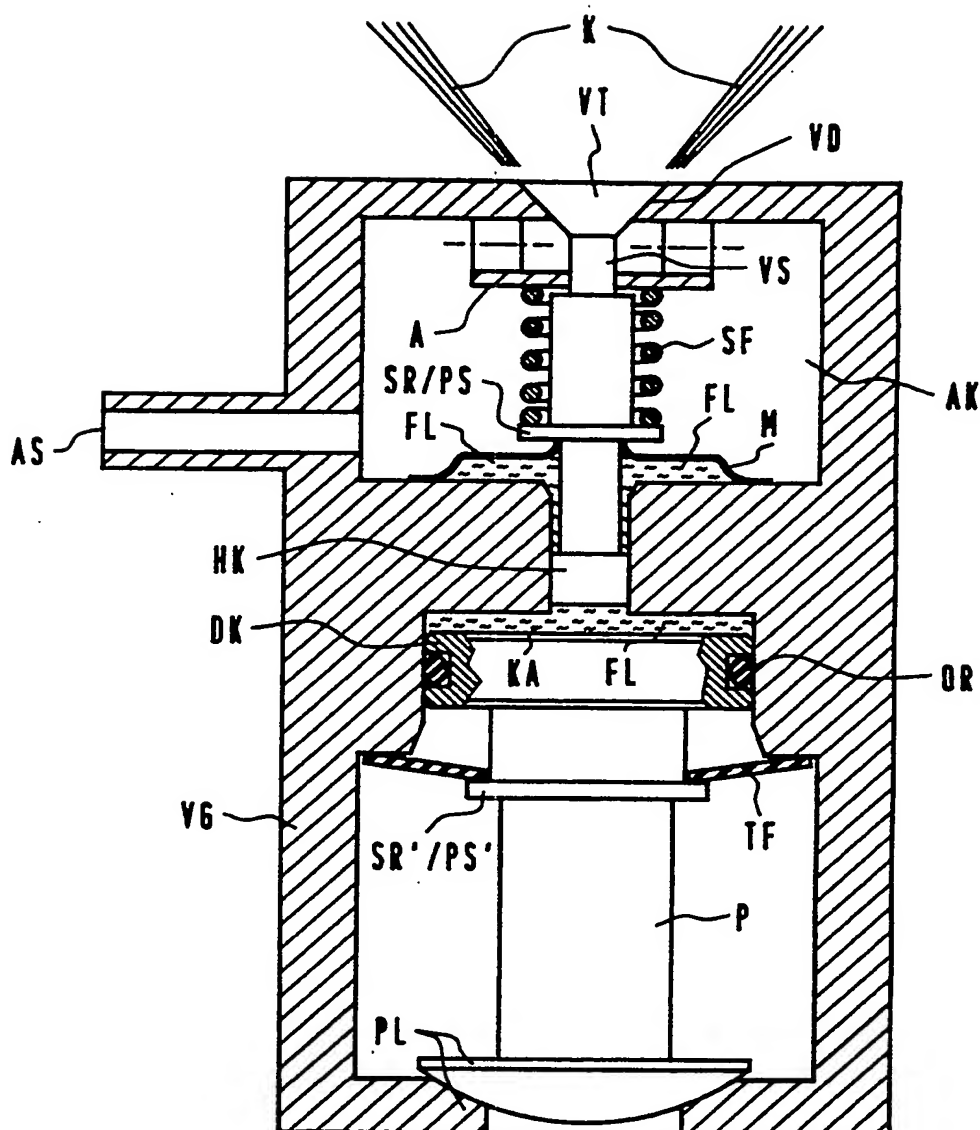


FIG 4

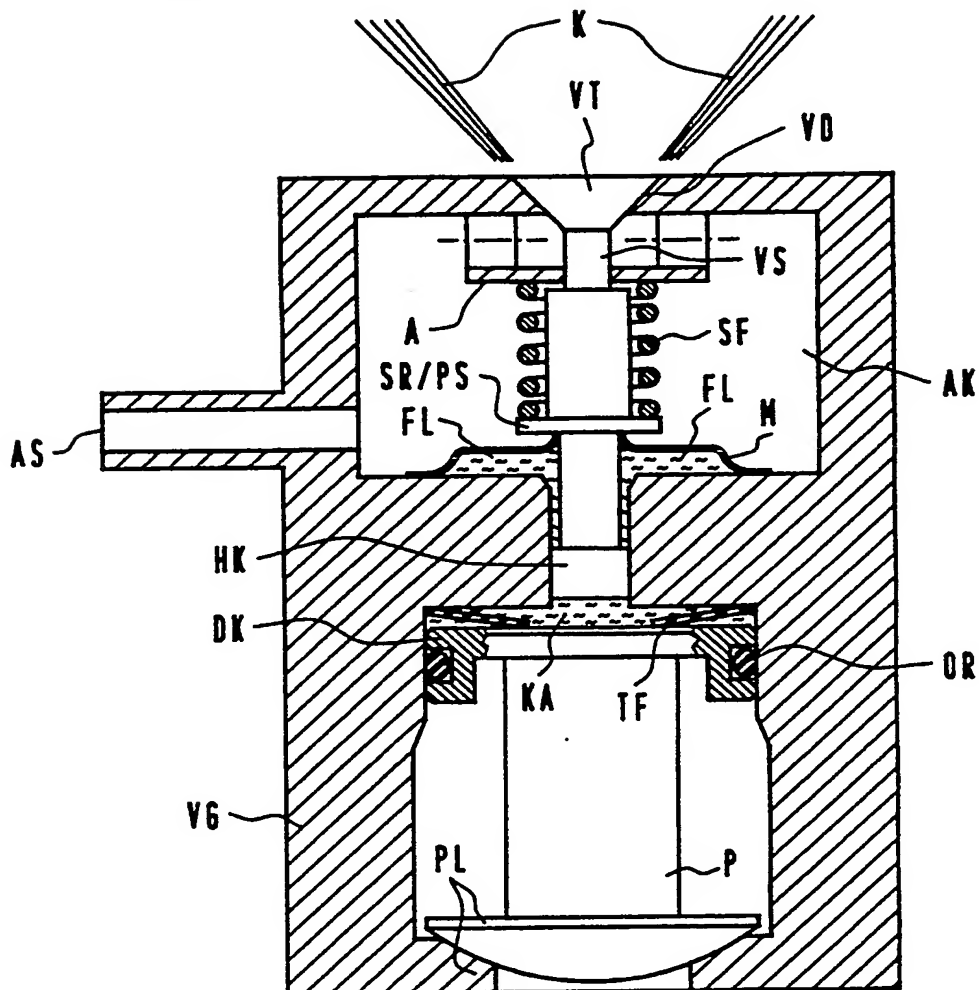


FIG 5

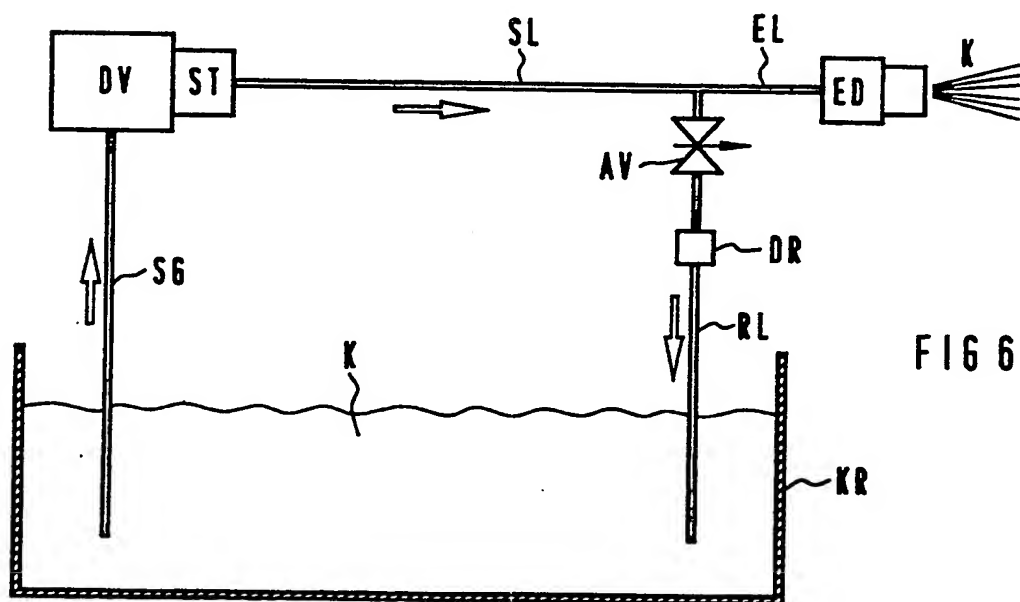
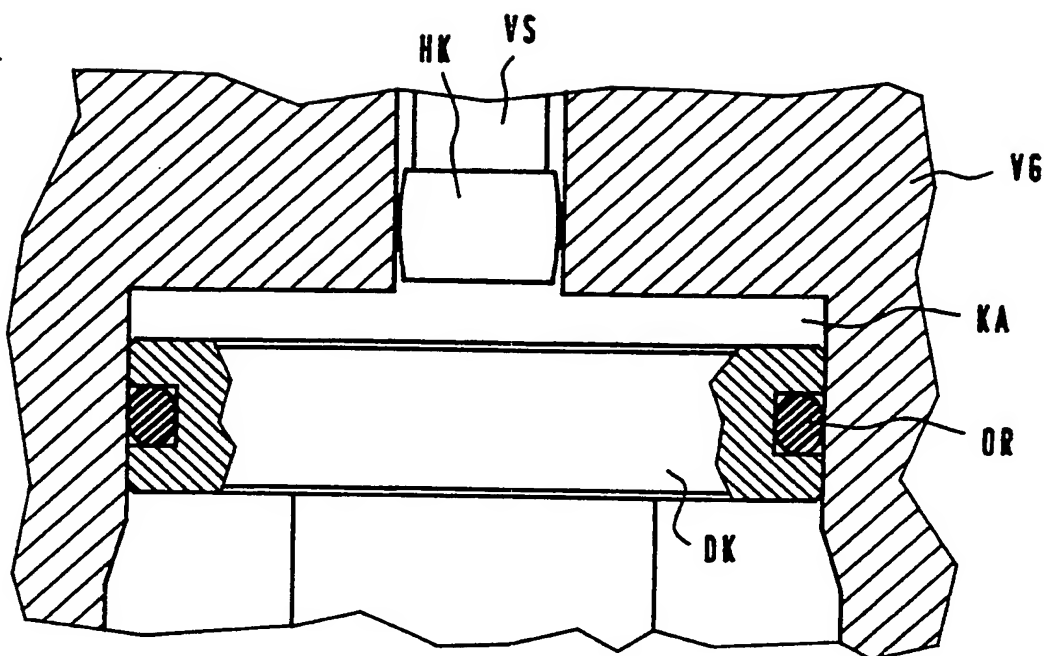


FIG 6

FIG 7

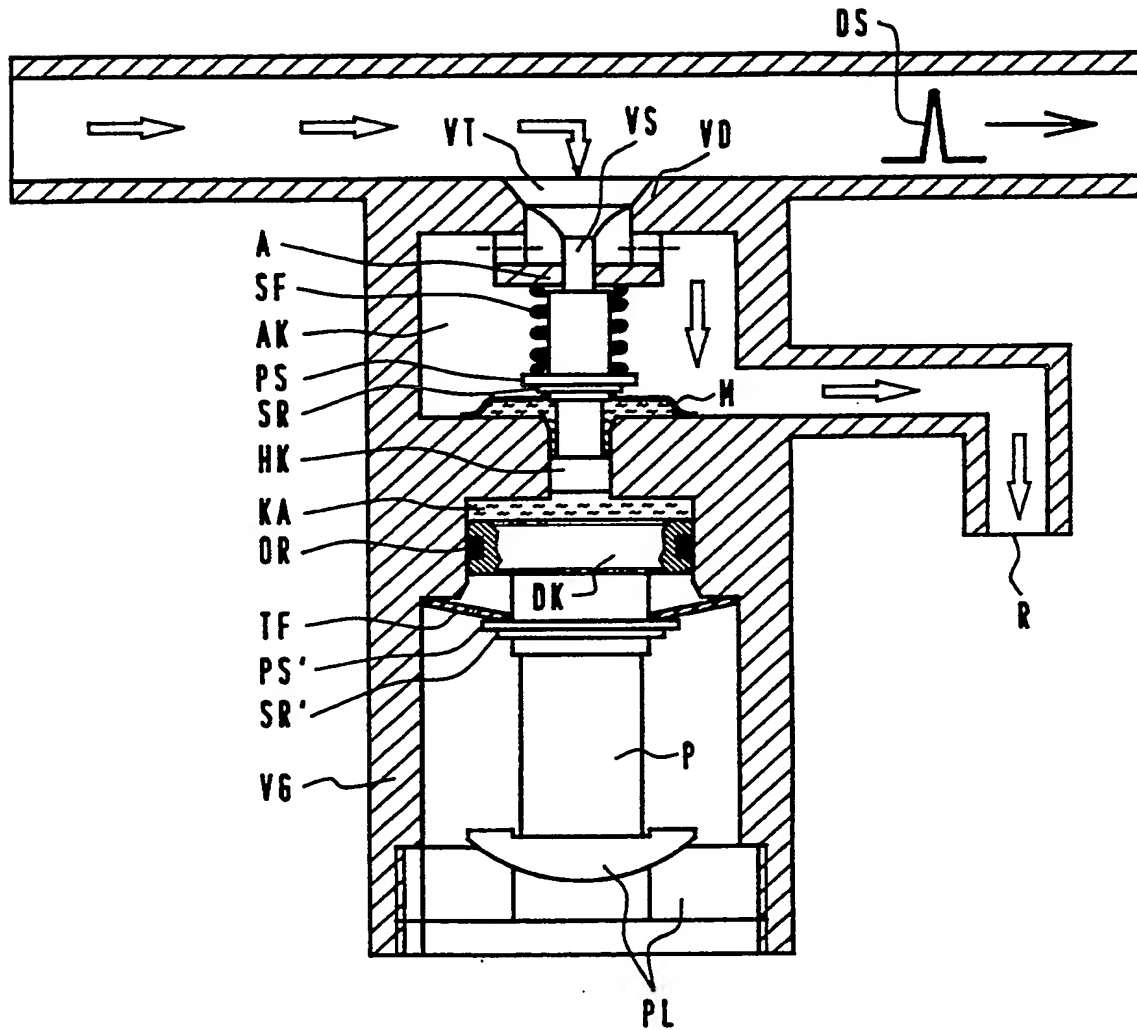


FIG 8

